

(19)



Europäisches Patentamt  
European Patent Office  
Office européen des brevets



(11)

**EP 1 537 300 B1**

(12)

## EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des  
Hinweises auf die Patenterteilung:  
**07.06.2006 Patentblatt 2006/23**

(51) Int Cl.:  
**F01L 9/02** <sup>(2006.01)</sup> **F01L 25/02** <sup>(2006.01)</sup>

(21) Anmeldenummer: **03714677.6**

(86) Internationale Anmeldenummer:  
**PCT/DE2003/000699**

(22) Anmeldetag: **05.03.2003**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:  
**WO 2004/022929 (18.03.2004 Gazette 2004/12)**

(54) **HYDRAULISCHER VENTILSTELLER ZUM BETÄTIGEN EINES GASWECHSELVENTILS**

HYDRAULIC VALVE ACTUATOR FOR ACTUATING A GAS EXCHANGE VALVE

ACTIONNEUR HYDRAULIQUE DE SOUPAPE SERVANT A ACTIONNER UNE SOUPAPE  
D'ECHANGE DE GAZ

(84) Benannte Vertragsstaaten:  
**DE FR IT**

(30) Priorität: **29.08.2002 DE 10239747**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**08.06.2005 Patentblatt 2005/23**

(73) Patentinhaber: **ROBERT BOSCH GMBH**  
**70442 Stuttgart (DE)**

(72) Erfinder:  
• **DIEHL, Udo**  
**70195 Stuttgart (DE)**  
• **HAMMER, Uwe**  
**71282 Hemmingen (DE)**  
• **MISCHKER, Karsten**  
**71229 Leonberg (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:  
**EP-A- 0 441 100 EP-A- 0 767 295**  
**US-A- 5 231 959 US-A- 5 275 136**  
**US-B1- 6 338 320**

**EP 1 537 300 B1**

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

## Beschreibung

### Stand der Technik

**[0001]** Die Erfindung geht aus von einem hydraulischen Ventilsteller zum Betätigen eines Gaswechselventils in einem Verbrennungszylinder einer Brennkraftmaschine nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

**[0002]** Bei einem bekannten hydraulischen Ventilsteller dieser Art (DE 198 26 047 A1), auch Aktor oder Aktuator genannt, ist die untere Druckkammer, über welche eine Verschiebung des Stellkolbens in Richtung Ventilschließen bewirkt wird, ständig mit unter Druck stehendem Fluid beaufschlagt und die mit einem Zu- und Rücklauf versehene obere Druckkammer, über welche eine Kolbenverschiebung in Richtung Ventilöffnen bewirkt wird, mit Hilfe von Steuerventilen, vorzugsweise 2/2-Wegemagnetventilen, gezielt über den Zulauf mit unter Druck stehendem Fluid beaufschlagt oder über den Rücklauf wieder auf annähernd Umgebungsdruck entlastet. Das unter Druck stehende Fluid wird von einer geregelten Druckversorgungseinrichtung geliefert. Von den Steuerventilen verbindet ein erstes Steuerventil die obere Druckkammer mit einer in einem Fluidreservoir mündenden Entlastungsleitung und ein zweites Steuerventil die obere Druckkammer mit der Druckversorgungseinrichtung. Im Schließzustand des Gaswechselventils ist die obere Druckkammer durch das geschlossene zweite Steuerventil von der Druckversorgungseinrichtung getrennt und durch das geöffnete erste Steuerventil mit der Entlastungsleitung verbunden, so daß der Stellkolben durch den in der unteren Druckkammer herrschenden Fluiddruck in seiner Schließstellung gehalten ist. Zum Öffnen des Gaswechselventils werden die Steuerventile umgeschaltet, wodurch die obere Druckkammer von der Entlastungsleitung abgesperrt und an die Druckversorgungseinrichtung angeschlossen wird. Das Gaswechselventil öffnet, da die die obere Druckkammer begrenzende Wirkfläche des Stellkolbens größer ist als die die untere Druckkammer begrenzende Wirkfläche des Stellkolbens, wobei die Größe des Öffnungshubs von der Ausbildung des an das zweite Steuerventil angelegten elektrischen Steuersignals und die Öffnungsgeschwindigkeit von dem von der Druckversorgungseinrichtung eingesteuerten Fluiddruck abhängt. Zum Schließen des Gaswechselventils werden die Steuerventile wieder umgeschaltet. Dadurch liegt die gegenüber der Druckversorgungseinrichtung abgesperrte obere Druckkammer an der Entlastungsleitung, und der in der unteren Druckkammer herrschende Fluiddruck führt den Stellkolben in dessen obere Endlage zurück, so daß von dem Stellkolben das Gaswechselventil geschlossen wird.

**[0003]** Bei einem solchen Ventilsteller besteht die Forderung nach einem schnellen Schließen des Gaswechselventils und gleichzeitig nach einer geringen Auftreffgeschwindigkeit des Ventiltglieds des Gaswechselventils auf den im Zylinderkopf des Verbrennungszylinders

ausgebildeten Ventilsitz, die aus Geräusch- und Verschleißgründen bestimmte Grenzwerte nicht überschreiten darf.

**[0004]** Es ist hierzu bereits vorgeschlagen worden (DE 102 01 167.2), eine Ventilbremse einzusetzen, die mit dem Ventiltglied des Gaswechselventils oder mit dem Ventilsteller verbunden ist. Die Ventilbremse, die während eines Restschließhubs des Ventiltglieds wirksam wird, weist ein hydraulisches Dämpfungsglied mit einem über eine Drosselöffnung abströmenden, fluiden Verdrängungsvolumen auf. In einer in den Ventilsteller integrierten Version des Dämpfungsglieds ist der Rücklauf der oberen Druckkammer auf zwei miteinander verbundene, im Gehäuse axial beabstandet angeordnete Ablauföffnungen aufgeteilt, von denen der oberen Ablauföffnung eine Drosselstelle zugeordnet ist und die untere Ablauföffnung so im Verschiebeweg des Stellkolbens liegt, daß sie von diesem vor Erreichen der oberen Endlage verschließbar ist. Die Drosselöffnung wird mit einer druckgesteuerten Drossel realisiert, deren Steuerdruck mittels eines elektrisch gesteuerten, hydraulischen Druckventils und einem dieses ansteuernden elektronischen Steuergeräts in Abhängigkeit von der Viskosität des Verdrängungsvolumens eingestellt wird. Dies hat den Vorteil, daß das Ventiltglied beim Schließhub vor Erreichen seiner Schließstellung abgebremst wird, wobei die Bremswirkung unabhängig von der Temperatur und der damit einhergehenden Viskosität des über die Drosselöffnung verdrängten Fluidvolumens ist. Da der Öffnungsquerschnitt der Drosselöffnung mit zunehmender Temperatur und damit sinkender Viskosität verkleinert wird, nimmt im gleichen Maße die Strömungsgeschwindigkeit des verdrängten Fluidvolumens durch die Drosselöffnung ab, so daß die Größe der Abbremsung des Stellkolbens durch das Dämpfungsglied annähernd konstant bleibt.

### Vorteile der Erfindung

**[0005]** Der erfindungsgemäße Ventilsteller zum Betätigen eines Gaswechselventils in einem Verbrennungszylinder einer Brennkraftmaschine hat den Vorteil, daß beim Schließhub des Stellkolbens, also bei in seine obere Endlage sich bewegendem Stellkolben, nach Zurücklegen eines bestimmten Verschiebewegs die untere Ablauföffnung vom Stellkolben geschlossen wird und somit das Fluid aus der oberen Druckkammer nur über die Drosselstelle ausgeschoben werden kann. Dadurch reduziert sich die Verschiebegeschwindigkeit des Stellkolbens, so daß das mit dem Stellkolben verbundene Gaswechselventil seine Schließgeschwindigkeit verringert und schließlich das Ventiltglied mit deutlich reduzierter Austreffgeschwindigkeit auf den Ventilsitz aufsetzt. Da die untere Ablauföffnung im Abstand von der oberen Endlage des Stellkolbens angeordnet ist, beginnt der Bremsvorgang immer dann, wenn sich das Ventiltglied des Gaswechselventils in einem bestimmten Abstand vom Ventilsitz befindet. Durch die Einstellung des Öff-

nungsquerschnitts der Drosselstelle kann die Größe der Geschwindigkeitsreduzierung beeinflusst werden. Kommt es jedoch aufgrund von Fertigungstoleranzen im Gaswechselventil oder aufgrund von unterschiedlichen Wärmeausdehnungen der Ventiltteile zu einer geringen Veränderung des Hubs des Ventiliieds des Gaswechselventils, so wird durch die verschiebbare Ausbildung der unteren Ablauföffnung ein selbsttätiger Toleranzausgleich ermöglicht. Durch eine entsprechend kleine Verlagerung der unteren Ablauföffnung setzt der Bremsbeginn, der mit Schließen der unteren Ablauföffnung durch den Stellkolben ausgelöst wird, bei einem dem veränderten Ventiliiedhub angepaßten Schließhub des Stellkolbens so ein, daß in allen Schließvorgängen des Gaswechselventils die Abbremsung des Ventiliieds immer an der gleichen Stelle, bezogen auf den Abstand vom Ventilsitz, einsetzt, das Ventiliied also über einen toleranzunabhängigen, konstanten Bremsweg hinweg bis zum Aufsetzen auf den Ventilsitz abgebremst wird.

**[0006]** Durch die in den weiteren Ansprüche aufgeführten Maßnahmen sind vorteilhafte Weiterbildungen und Verbesserungen des im Anspruch 1 angegebenen Ventilstellers möglich.

**[0007]** Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung ist die verschiebbliche Ausbildung der unteren Ablauföffnung dadurch realisiert, daß die untere Ablauföffnung aus einer das Gehäuse durchdringenden Radialbohrung und einer mit dieser kommunizierenden Radialbohrung in einem den Stellkolben umschließenden, relativ zu diesem verschiebbaren Ausgleichskolben zusammengesetzt ist. Der Ausgleichskolben, der so ausgebildet ist, daß er von dem in die obere Endlage sich bewegenden Stellkolben mitgenommen wird, begrenzt einerseits zusammen mit dem Stellkolben axial die obere Druckkammer und begrenzt andererseits mit seiner von der oberen Druckkammer abgekehrten, ringförmigen Stirnseite axial eine abspernbare Ausgleichskammer.

**[0008]** Gemäß einer vorteilhaften Ausführungsform der Erfindung ist die Ausgleichskammer über den Verschiebeweg des Stellkolbens abgesperrt und wiederum mit Beginn der Mitnahme des Ausgleichskolbens durch den in seine obere Endlage sich bewegenden Stellkolben zum Fluidaustausch freigegeben. Dadurch kann der Ausgleichskolben sich bei geschlossener unterer Ablauföffnung noch in Grenzen verschieben und justiert die Lage der den Einsatz des Bremsvorgangs bestimmenden unteren Ablauföffnung bezüglich der Schließstellung des Gaswechselventils, so daß die Abbremsung unabhängig von im Gaswechselventil auftretenden Toleranzen oder Wärmeausdehnungen immer im exakt gleichen Abstand des Ventiliieds vor dem Ventilsitz einsetzt.

**[0009]** Gemäß einer hierzu alternativen Ausführungsform der Erfindung ist zur Sicherstellung einer axialen Verschiebemöglichkeit des Ausgleichskolbens nach Schließen der unteren Ablauföffnung durch den Stellkolben die Ausgleichskammer zumindest mit Einsetzen der

Mitnahme des Ausgleichskolbens durch den in seine obere Endlage sich bewegenden Stellkolben mit einem Fluidspeicher verbunden. Dabei kann die Verbindung von Ausgleichskammer und Fluidspeicher auch permanent sein, doch hat die Beschränkung auf die Herstellung der Verbindung erst beim Einsetzen der Mitnahme des Ausgleichskolbens den Vorteil zu verhindern, daß der Ausgleichskolben infolge Reibung zwischen dem Ausgleichskolben und dem Stellkolben frühzeitig mitgenommen wird.

**[0010]** Das Vorsehen des Fluidspeichers hat den zusätzlichen Vorteil, daß das Herausbewegen des Stellkolbens aus seiner oberen Endlage, womit das Öffnen des Gaswechselventils verbunden ist, mit einer recht großen Verschiebekraft erfolgt, die nach einem durch den Fluidspeicher bestimmten Verschiebeweg, nämlich dann, wenn aus der Ausgleichskammer kein Fluidvolumen mehr in den Speicher ausgeschoben werden kann, reduziert wird. Durch die Reduzierung der Verschiebekraft im weiteren Verschiebeweg des Stellkolbens wird Energie eingespart; denn die nach anfänglichem Öffnen des Gaswechselventils zum weiteren Öffnen des Gaswechselventils benötigte Stellkraft ist sehr viel kleiner als die Stellkraft, die beim anfänglichen Öffnen des Gaswechselventils gegen den hohen Innendruck im Verbrennungszylinder aufgebracht werden muß.

#### Zeichnung

**[0011]** Die Erfindung ist anhand von in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispielen im folgenden näher beschrieben. Es zeigen in schematisierter Darstellung:

- Fig. 1 einen Längsschnitt eines mit einem Gaswechselventil verbundenen Ventilstellers bei maximal geöffnetem Gaswechselventil,
- Fig. 2 eine gleiche Darstellung wie in Fig. 1 bei Bremsbeginn des Gaswechselventils,
- Fig. 3 eine gleiche Darstellung wie in Fig. 1 bei vollständig geschlossenem Gaswechselventil,
- Fig. 4 eine gleiche Darstellung wie in Fig. 1 des modifizierten Ventilstellers,
- Fig. 5 einen Längsschnitt eines mit einem Gaswechselventil verbundenen Ventilstellers bei geöffnetem Gaswechselventil,
- Fig. 6 eine gleiche Darstellung wie in Fig. 5 bei vollständig geschlossenem Gaswechselventil.

#### Beschreibung der Ausführungsbeispiele

**[0012]** Der in Fig. 1 schematisch im Längsschnitt dargestellte hydraulische Ventilsteller dient zur Betätigung eines Gaswechselventils 10 in einem Verbrennungszy-

linder einer Brennkraftmaschine. Das Gaswechselventil 10 weist einen Ventilschaft 11 und ein am ventilstellerfernen Ende des Ventilschafts 11 sitzendes Ventilglied 12 auf, das mit einem im Zylinderkopf des Verbrennungs- zylinders ausgebildeten Ventilsitz 13 zusammenwirkt. Der Ventilsitz 13 umschließt eine Ventilöffnung 14, die bei auf dem Ventilsitz 13 aufsitzendem Ventilglied 12 gasdicht geschlossen ist. Das Gaswechselventil 10 kann ein Ein- oder ein Auslaßventil des Verbrennungs- zylinders sein.

**[0013]** Der Ventilsteller, auch Aktuator oder Aktor genannt, zur Betätigung des Gaswechselventils 10, der einen doppeltwirkenden Arbeitszylinder darstellt, weist ein hohlzylindrisches Gehäuse 15 sowie einen im Gehäuse 15 axial verschieblich geführten Stellkolben 16 auf, der fest mit dem Ventilschaft 11 verbunden ist und in einer in Fig. 3 dargestellten Verschiebe-Endlage, im folgenden obere Endlage bezeichnet, das Gaswechselventil 10 geschlossen hält und in einer in Fig. 1 dargestellten Verschiebe-Endlage, im folgenden untere Endlage genannt, das Gaswechselventil 10 maximal öffnet. Der Stellkolben 16 begrenzt im Gehäuse 15 axial mit unterschiedlich großen Wirkflächen zwei volumenvARIABLE Druckkammern 17, 18, wobei die Wirkfläche, die die in Fig. 1 rechte Druckkammer, im folgenden obere Druckkammer 17 genannt, begrenzt, größer ist als die Wirkfläche, die die in Fig. 1 linke Druckkammer, im folgenden untere Druckkammer 18 genannt, begrenzt. Die untere Druckkammer 18 ist mit einer Druckversorgungseinrichtung 20 permanent verbunden, die unter Hochdruck stehendes Fluid, z.B. Hydrauliköl, liefert. Die Druckversorgungseinrichtung 20 ist vereinfacht durch eine Hochdruckpumpe 19 dargestellt, die aus einem Fluidreservoir 21 Fluid ansaugt und das auf Hochdruck gespannte Fluid am Ausgang 201 der Druckversorgungseinrichtung 20 zur Verfügung stellt. Üblicherweise enthält die Druckversorgungseinrichtung 20 noch einen Speicher und ein Rückschlagventil. Die obere Druckkammer 17 besitzt einen Zulauf 22 und einen Rücklauf 23, wobei der Rücklauf 23 mittels einer Rücklaufleitung 24 an einem ersten Steuerventil 25 und der Zulauf 22 über eine Zulaufleitung 26 an einem zweiten Steuerventil 27 angeschlossen ist. Das erste Steuerventil 25 ist ausgangsseitig mit einer zum Fluidreservoir 21 führenden Rückführ- oder Entlastungsleitung 28 verbunden, während das zweite Steuerventil 27 eingangsseitig an dem Ausgang 201 der Druckversorgungseinrichtung 20 angeschlossen ist. Beide Steuerventile 25, 27 sind vorzugsweise als 2/2-Wegemagnetventil mit Federrückstellung ausgeführt. Der Rücklauf 23 ist auf zwei miteinander verbundene, im Gehäuse 15 axial beabstandet angeordnete Ablauföffnungen 231, 232 aufgeteilt. Der oberen Ablauföffnung 231 ist eine Drosselstelle 29 zugeordnet, und die untere Ablauföffnung 232 ist so im Verschiebeweg des Stellkolbens 16 angeordnet, daß sie von diesem in einem definierten Abstand vor Erreichen der oberen Endlage verschließbar ist. Im Ausführungsbeispiel der Fig. 1 wird die obere Ablauföffnung 231 zugleich als Zulauf 22 verwendet, so daß die

Zulaufleitung 26 an der oberen Ablauföffnung 231 angeschlossen ist. Die Rücklaufleitung 24 ist an der unteren Ablauföffnung 232 angeschlossen, und die Zu- und Rücklaufleitung 26, 24 sind über eine Verbindungsleitung 30 miteinander verbunden, in der die Drosselstelle 29 angeordnet ist.

**[0014]** Im Ausführungsbeispiel der Fig. 4 ist der Zulauf 22 durch eine separate Zulauföffnung 31 im Gehäuse 15 realisiert. Die an dem ersten Steuerventil 25 angeschlossene Rücklaufleitung 24 weist zwei Leitungszweige 241, 242 auf, von denen der eine Leitungszweig 241 zu der oberen Ablauföffnung 231 und der andere Leitungszweig 242 zu der unteren Ablauföffnung 232 führt. Die symbolisch in dem Leitungszweig 241 eingezeichnete Drosselstelle 29 wird vorteilhaft durch die Ausbildung der oberen Ablauföffnung 231 als Drosselbohrung realisiert.

**[0015]** Der Stellkolben 16 ist von einem Ausgleichskolben 32 umschlossen, der relativ zum Stellkolben 16 verschiebbar ist. Stellkolben 16 und Ausgleichskolben 32 sind axial verschiebbar in einer Führungshülse 33 geführt, die unverschieblich im Gehäuse 15 festgelegt ist. Der Ausgleichskolben 32 begrenzt zusammen mit der Wirkfläche des Stellkolbens 16 axial die obere Druckkammer 17 und mit seiner von der oberen Druckkammer 17 abgekehrten, ringförmigen Stirnfläche eine Ausgleichskammer 34 in der Führungshülse 33. Der Ausgleichskolben 32 trägt nahe seinem der oberen Druckkammer 17 zugekehrten Ende einen Anschlag 321, und der Stellkolben 16 trägt an seinem die Wirkfläche bildenden Ende einen Gegenanschlag 161, der mit dem Anschlag 321 zur Mitnahme des Ausgleichskolbens 32 durch den sich in die obere Endlage bewegenden Stellkolben 16 zusammenwirkt.

**[0016]** Aufgrund des Ausgleichskolbens 32 und der Führungshülse 33 setzt sich die untere Ablauföffnung 232 aus einer ersten Radialbohrung 35 im Gehäuse 15, einer zweiten Radialbohrung 36 in der Führungshülse 33 und einer dritten Radialbohrung 37 im Ausgleichskolben 32 zusammen. Die Ausgleichskammer 34 ist über den Verschiebeweg des Stellkolbens 16 abgesperrt und wird nur mit Beginn der Mitnahme des Ausgleichskolbens 32 durch den in seine obere Endlage sich bewegenden Stellkolben 16 zum Fluidab- bzw. zufluß freigegeben. Hierzu ist in der Führungshülse 33 ein Ausgleichskanal 39 eingearbeitet, der die zweite Radialbohrung 36 mit einer davon beabstandeten, zum Stellkolben 16 hin mündenden Radialbohrung 40 in der Führungshülse 33 verbindet. Der Stellkolben 16 trägt eine Ringnut 41, die eine solche axiale Nutbreite aufweist, daß sie in einer bestimmten Relativlage von Stellkolben 16 und Ausgleichskolben 32 eine Verbindung zwischen der Mündung der Radialbohrung 40 und der Ausgleichskammer 34 herstellt. Dabei ist die Ringnut 41 so am Stellkolben 16 platziert, daß die Verbindung mit Beginn der Mitnahme des Ausgleichskolbens 32 durch den Stellkolben 16, also mit Anschlag des Gegenanschlages 161 an dem Anschlag 321, hergestellt ist und erst wieder aufgehoben wird, wenn der Stellkolben 16 sich etwas aus seiner oberen

Endlage herausbewegt hat. In der oberen Endlage des Stellkolbens 16 bleibt die Verbindung zwischen der Ausgleichskammer 34 und der Radialbohrung 40 über die Ringnut 41 erhalten, wie dies in Fig. 3 zu sehen ist.

**[0017]** Innerhalb der oberen Druckkammer 17 ist in das Gehäuse 15 eine Distanzhülse 42 eingesetzt, die einen Anschlag für den Ausgleichskolben 32 bildet. Der Ausgleichskolben 32 kann sich somit zwischen dem durch die Führungshülse 33 gebildeten Boden der Ausgleichskammer 34 und der Distanzhülse 42 bewegen. Da die Distanzhülse 42 sich im Bereich der oberen Ablauföffnung 231 und der Zulauföffnung 31 befindet, ist in der Distanzhülse 42 - wie Fig. 1 zeigt - eine Radialbohrung 43 vorgesehen, die mit der oberen Zulauföffnung 231 bzw. mit der mit dieser identischen Ablauföffnung 31 korrespondiert. Bei der getrennten Ausbildung von oberer Ablauföffnung 231 und Zulauföffnung 31 gemäß Fig. 4 sind zwei Radialbohrungen 43 vorgesehen, von denen jeweils eine mit der oberen Ablauföffnung 231 und eine mit der Zulauföffnung 31 fluchtet.

**[0018]** Die Funktionsweise des hydraulischen Ventilstellers ist wie folgt:

**[0019]** In Fig. 1 ist der Ventilsteller mit in seiner unteren Endlage sich befindlichen Stellkolben 16 dargestellt, in der das Gaswechselventil 10 maximal geöffnet ist. Zum Schließen des Gaswechselventils 10 werden die Steuerventile 25, 27 in ihre in Fig. 1 gezeigte Stellung umgeschaltet. Das erste Steuerventil 25 ist geöffnet und damit die obere Druckkammer 17 über den Rücklauf 23 (obere und untere Ablauföffnung 231, 232), die Rücklaufleitung 24 und die Entlastungsleitung 28 mit dem Fluidreservoir 21 verbunden. Das zweite Steuerventil 27 ist geschlossen. Da die untere Druckkammer 18 ständig unter dem von der Druckversorgungseinrichtung 20 erzeugten Fluidruck steht, wird der Stellkolben 16 in Fig. 1 nach rechts verschoben und das Gaswechselventil 10 bewegt sich in Schließrichtung. Dabei wird Fluid aus der oberen Druckkammer 17 ausgeschoben, das einerseits über die untere Ablauföffnung 232 und andererseits über die obere Ablauföffnung 231 und der Drosselstelle 29 in die Rücklaufleitung 24 abfließt und über die Entlastungsleitung 28 in das Fluidreservoir 21 gelangt.

**[0020]** Im weiteren Verlauf der Schließbewegung des Gaswechselventils 10 überfährt der Stellkolben 16 die Radialbohrung 37 im Ausgleichskolben 32 und verschließt damit die untere Ablauföffnung 232. Das Fluid kann jetzt nur noch über die obere Ablauföffnung 231 und über die Drosselstelle 29 in die Rücklaufleitung 24 abfließen. Durch die Drosselstelle 29 kann eine nur geringere Fluidmenge pro Zeiteinheit abfließen, so daß der Stellkolben 16 und das Gaswechselventil 10 abgebremst werden. Der Stellkolben 16 führt weiterhin, jetzt mit reduzierter Geschwindigkeit, eine Verschiebewegung in seine obere Endlage durch, bis das Gaswechselventil 10 geschlossen ist, das Ventilglied 12 also auf dem Ventilsitz 13 auftrifft.

**[0021]** Bei welchem Verschiebehub das Abbremsen des Stellkolbens 16 beginnt, hängt von der Relativposi-

tion des Stellkolbens 16 zum Ausgleichskolben 32 ab. Der Ausgleichskolben 32 kann sich zwischen dem Boden der Ausgleichskammer 34 und der Distanzhülse 42 bewegen. Bei der Inbetriebnahme der Brennkraftmaschine, bzw. bei einem Startvorgang nach Stillstand der Brennkraftmaschine über einen längeren Zeitraum, nimmt der Ausgleichskolben 32 eine beliebige Position zwischen Kammerboden und Distanzhülse 42 ein. Befindet sich der Ausgleichskolben 32 in der Darstellung in Fig. 1 zu weit links, so trifft beim Ventilschließen der Stellkolben 16 mit seinem Gegenanschlag 161 auf den Anschlag 321 des Ausgleichskolbens 32. In diesem Moment stellt die Ringnut 41 im Stellkolben 16 eine Verbindung zwischen der ebenfalls mit Fluid gefüllten Ausgleichskammer 34 und der Radialbohrung 40 in der Führungshülse 33 her, die ihrerseits über den Ausgleichskanal 39 mit der unteren Ablauföffnung 232 verbunden ist. Der Ausgleichskolben 32 vermag sich jetzt zu verschieben. Der Stellkolben 16 bewegt sich unter Mitnahme des Ausgleichskolbens 32 weiter, bis das Ventilglied 12 des Gaswechselventils 10 am Ventilsitz 13 dicht anliegt. Da der Ausgleichskolben 32 mitgenommen wird, bleibt die Verbindung zwischen Ausgleichskammer 34 und unterer Ablauföffnung 232 über die Ringnut 41 bestehen (Fig. 3).

**[0022]** Zum Öffnen des Gaswechselventils 10 wird das erste Steuerventil 25 geschlossen und das zweite Steuerventil 27 geöffnet. Nun steht die obere Druckkammer 17 unter dem von der Druckversorgungseinrichtung 20 gelieferten Fluidruck. Da die obere Druckkammer 17 begrenzende Wirkfläche des Stellkolbens 16 größer ist als die untere Druckkammer 18 begrenzende Wirkfläche des Stellkolbens 16 bewegt sich der Stellkolben 16 in der zeichnerischen Darstellung nach links und das Gaswechselventil 10 wird geöffnet. Die Ausgleichskammer 34 ist über die Ringnut 41 mit der unteren Ablauföffnung 232 und diese über die Drosselstelle 29 mit der oberen Druckkammer 17 verbunden, so daß in der Ausgleichskammer 34 der gleiche Druck herrscht wie in der oberen Druckkammer 17. Da die beiden die Ausgleichskammer 34 und die obere Druckkammer 17 begrenzenden Wirkflächen des Ausgleichskolbens 32 gleich sind ist der Ausgleichskolben 32 druckausgeglichen, so daß keine resultierende Verschiebekraft an dem Ausgleichskolben 32 entsteht. Der Druckaufbau in der Ausgleichskammer 34 erfolgt jedoch aufgrund der Drosselstelle 29 etwas später, so daß der Ausgleichskolben 32 eine leichte Bewegung nach links durchführt. Sobald sich der Stellkolben 16 soweit bewegt hat, daß die Ringnut 41 die Verbindung zu der Ausgleichskammer 34 aufhebt, wird die Ausgleichskammer 34 abgesperrt, so daß der Ausgleichskolben 32 in der erreichten Stellung verharrt. Damit ist der Ausgleichskolben 32 justiert, und die zur unteren Ablauföffnung 232 gehörende Radialbohrung 37 im Ausgleichskolben 32 hat eine feste Lage zu dem Schließzustand des Gaswechselventils 10, so daß der Stellkolben 16 immer in einem festen Abstand vor Erreichen seiner Endlage die Radialbohrung 37 verschließt und somit am Gaswechselventil 10 der Bremsvorgang

immer bei einem festen Abstand des Ventilglieds 12 vom Ventilsitz 13 einsetzt.

Hat der Ausgleichskolben 32 beim Schließvorgang in der Darstellung der Fig. 1 - 3 zu weit rechts gestanden, so wird dadurch, daß der Ausgleichskolben 32 beim Öffnen des Gaswechselventils 10 wie beschrieben eine leichte Bewegung nach links durchführt der Ausgleichskolben 32 bei dem folgenden Schließ- und Öffnungsvorgang des Gaswechselventils 10 wie beschrieben justiert.

**[0023]** Der in Fig. 5 und 6 dargestellte Ventilsteller für ein Gaswechselventil 10 stimmt in Aufbau und Funktionsweise mit dem vorstehend beschriebenen Ventilsteller überein, so daß insoweit gleiche Bauteile mit gleichen Bezugszeichen versehen sind. Durch eine konstruktive Maßnahme hat dieser Ventilsteller noch den zusätzlichen Vorteil, daß er das Gaswechselventil 10 mit hoher Stellkraft öffnet, so daß das Ventilglied 12 gegen den hohen Innendruck im Verbrennungszylinder der Brennkraftmaschine schnell und sicher vom Ventilsitz 13 abhebt, und daß er nach Abheben des Ventilglieds 12 vom Ventilsitz 13 und des damit zusammenbrechenden Innendrucks im Verbrennungszylinder das Ventilglied 12 mit geringer Stellkraft weiterbewegt. Hierzu ist die vom Ausgleichskolben 32 in der Führungshülse 33 begrenzte Ausgleichskammer 34 nicht - wie in Fig. 1 - 3 dargestellt - über die Ringnut 41 im Stellkolben 16 mit dem Rücklauf 23 verbindbar, sondern mit einem Fluidspeicher 44, der ein Fluidvolumen sowohl aus der Ausgleichskammer 34 aufnimmt als auch in die Ausgleichskammer 34 einfüllt. Hierzu sind in dem Gehäuse 15 und in der Führungshülse 33 zwei miteinander fluchtende Radialbohrungen 45, 46 vorhanden, die mit einer zum Fluidspeicher 44 führenden Verbindungsleitung 47 verbunden sind. Der Fluidspeicher 44 ist in dem dargestellten Ausführungsbeispiel als separates Bauteil ausgeführt, kann aber auch im Gehäuse 15 des Ventilstellers integriert sein. Die Verbindung zwischen Ausgleichskammer 34 und Fluidspeicher 44 erfolgt wiederum über die Ringnut 41 im Moment der Mitnahme des Ausgleichskolbens 32 durch den sich in seine obere Endlage bewegenden Stellkolben 16, also wenn der Gegenanschlag 161 am Stellkolben 16 auf den Anschlag 321 am Ausgleichskolben 32 auftrifft.

**[0024]** Der Fluidspeicher 44 weist eine Steuerkammer 48 mit zwei axial einander gegenüberliegenden Kammeröffnungen 481, 482 sowie ein in der Steuerkammer 48 axial verschiebliches Steuerglied 49 zum wechselweisen Verschließen der beiden Kammeröffnungen 481, 482 auf. An der einen Kammeröffnung 481 ist die Verbindungsleitung 47 zur Radialbohrung 45 im Gehäuse 15 angeschlossen, während die andere Kammeröffnung 482 über eine Verbindungsleitung an der Entlastungsleitung 28 angeschlossen ist. Der Anschluß an der Entlastungsleitung 28 ist in einem Leitungsabschnitt zwischen dem Ausgang des ersten Steuerventils 25 und einem in der Entlastungsleitung 28 angeordneten Druckregelventil 51 vorgenommen. Das Druckregelventil 51 stellt sicher, daß an der Kammeröffnung 481 immer ein geringer Fluidruck von ca. 0,1 MPa ansteht. In dem in Fig. 5 und

6 dargestellten Ausführungsbeispiel des Fluidspeichers 44 ist das Steuerglied 49 als Kugel ausgebildet, die sich wechselweise auf einen der Kammeröffnungen 481 und 482 jeweils vorgelagerten kegelförmigen Ventilsitz aufzusetzen und damit die Kammeröffnungen 481, 482 zu verschließen vermag. In der Steuerkammer 48 ist noch eine Radialbohrung 52 eingebracht, die über eine Drossel 53 an der Verbindungsleitung 47 angeschlossen ist. Die Radialbohrung 52 ist in der Steuerkammer 48 so platziert, daß sie nahe der Kammeröffnung 481 liegt, aber bei durch das Steuerglied 49 verschlossener Kammeröffnung 481 nicht von dem Steuerglied 49 abgedeckt wird.

**[0025]** Die Wirkungsweise dieses Ventilstellers ist wie folgt:

**[0026]** Beim Schließen des Gaswechselventils nehmen die Steuerventile 25, 27 die in Fig. 5 dargestellte Stellung ein und die Schließbewegung des Gaswechselventils 10 erfolgt wie zu Fig. 1 - 3 beschrieben, wobei von dem die obere Druckkammer 17 begrenzenden Stellkolben 16 Fluid über die untere Ablauföffnung 232 und über die obere Ablauföffnung 231 mit nachgeordneter Drosselstelle 29 aus der oberen Druckkammer 17 ausgeschoben wird. Sobald die untere Ablauföffnung 232, genauer gesagt die zu dieser gehörende Radialbohrung 37 im Ausgleichskolben 32, von dem Steuerkolben 16 überfahren wird, setzt der Bremsvorgang beim Ventilschließen infolge des nur noch über die Drosselstelle 29 abfließenden Fluids ein. Mit Schließen der unteren Ablauföffnung 232 schlägt der Gegenanschlag 161 am Stellkolben 16 an dem Anschlag 321 am Ausgleichskolben 32 an, und der Stellkolben 16 nimmt den Ausgleichskolben 32 bei seiner weiteren Verschiebewegung in die obere Endlage mit. Aufgrund der nunmehr die obere Druckkammer 17 begrenzenden, vergrößerten Kolbenfläche (Stellkolben 16 und Ausgleichskolben 32) wird die Bremswirkung verstärkt, da nun zusätzlich auch mehr Fluid durch die Drosselstelle 29 fließen muß. Durch die Verschiebung des Ausgleichskolbens 32 wird die Ausgleichskammer 34 vergrößert, und da die Ringnut 41 im Stellkolben 16 die Verbindung zwischen Steuerkammer 48 und der Ausgleichskammer 34 hergestellt hat, strömt Fluid aus der Steuerkammer 48 in die Ausgleichskammer 34. Über die Kammeröffnung 482 strömt Fluid aus der Entlastungsleitung 28 in die Steuerkammer 48, und das kugelförmige Steuerglied 49 bewegt sich in der Darstellung nach links, bis es auf dem der Kammeröffnung 481 zugeordneten Ventilsitz aufliegt und die Kammeröffnung 481 verschließt. Muß der Ausgleichskolben 32 noch eine Weiterbewegung in der Darstellung nach rechts ausführen, bis das Gaswechselventil 10 vollständig geschlossen ist, so kann Fluid über die Radialbohrung 52 und die Drossel 53 in die Ausgleichskammer 34 gelangen. Ist das Gaswechselventil 10 vollständig geschlossen, so nimmt der Stellkolben 16 seine obere Endlage ein (Fig. 6), in der die Verbindung von Ausgleichskammer 34 und Steuerkammer 48 über die Ringnut 41 erhalten bleibt.

**[0027]** Zum Öffnen des Gaswechselventils 10 werden

die beiden Steuerventile 25, 27 umgeschaltet, so daß das erste Steuerventil 25 schließt und das zweite Steuerventil 27 öffnet. In der oberen Druckkammer 17 baut sich ein Fluidruck auf, der auf die Wirkfläche des Stellkolbens 16 und auf die Stirnfläche des Ausgleichskolbens 32 wirkt. Durch die Summe der Wirkflächen von Stellkolben 16 und Ausgleichskolben 32 ergibt sich eine hohe Verschiebekraft in Öffnungsrichtung des Gaswechselventils 10. Durch die Verschiebebewegung des Ausgleichskolbens 32 wird die Ausgleichskammer 34 verkleinert. Das Fluid wird in die Steuerkammer 48 ausgeschoben, wodurch das kugelförmige Steuerglied 49 sich in der Steuerkammer 48 nach rechts bewegt. Das in der Steuerkammer 48 befindliche Fluid wird über die Kammeröffnung 482 in die Entlastungsleitung 28 ausgeschoben. Kurzzeitig kann auch Fluid über die Radialbohrung 52 aus der Ausgleichskammer 32 direkt in die Entlastungsleitung 28 gelangen, jedoch sorgt die Drossel 53 dafür, daß dies nur eine sehr geringe Fluidmenge ist. Mit Hilfe eines der Drossel 53 zugeordneten Rückschlagventils kann dieser geringe Fluidfluß gänzlich unterbunden werden. Sobald das Steuerglied 49 die andere Kammeröffnung 482 verschließt, kann kein Fluid mehr aus der Ausgleichskammer 34 ausgeschoben werden, und der Ausgleichskolben 32 kann keine Verschiebebewegung mehr ausführen. Über das Volumen in der Steuerkammer 48 kann somit der Verschiebeweg des Ausgleichskolbens 32 eingestellt werden.

**[0028]** Sobald der Ausgleichskolben 32 festgesetzt ist, hebt der sich weiterbewegende Stellkolben 16 vom Ausgleichskolben 32 ab. Die auf den Stellkolben 16 wirkende Verschiebekraft ist wesentlich reduziert, da zur Erzeugung der Verschiebekraft nur noch die obere Druckkammer 17 begrenzende Wirkfläche des Stellkolbens 16 maßgeblich ist.

**[0029]** Da der Ausgleichskolben 32 beim Schließen des Gaswechselventils 10 bis zur Anlage des Ventili glieds 12 an dem Ventilsitz 13 von dem Stellkolben 16 mitgenommen wird und beim Öffnen mit Hilfe der Steuerkammer 48 nur einen bestimmten Verschiebeweg zurücklegen kann, ist sichergestellt, daß die untere Ablauföffnung 232, welche den Bremsbeginn beim Schließen des Gaswechselventils 10 steuert, sich immer an der gleichen Stelle befindet, und zwar unabhängig von Wärmeausdehnungen oder Fertigungstoleranzen. Damit ist der Bremsbeginn immer gleich.

**[0030]** Die in Fig. 5 und 6 noch zu sehende Schulter 322 am Ausgleichskolben 32, die über eine Verbindungsleitung 54 und eine radiale Durchgangsbohrung 55 durch Gehäuse 15 und Führungshülse 33 mit Fluidruck aus der Zulaufleitung 26 beaufschlagbar ist, dient lediglich dazu, die Wandstärke des Ausgleichskolbens 32 über einen großen Bereich des Ausgleichskolbens 32 zu erhöhen, um eine bessere Fertigbarkeit zu erreichen. Prinzipiell kann der Außendurchmesser des Ausgleichskolbens 32 auch ohne diese Schulter 322 hergestellt werden, wenn das gewünschte Kräfteverhältnis beim anfänglichen Öffnen des Gaswechselventils 10 und dem

danach stattfindenden weiteren Öffnen des Gaswechselventils 10 eine ausreichend große Wandstärke des Ausgleichskolbens 32 zuläßt.

**[0031]** Die konstruktive Gestaltung des in Fig. 5 und 6 dargestellten Ventilstellers kann dahingehend modifiziert werden, daß die Ringnut 41 im Stellkolben 16 entfällt und die Ausgleichskammer 34 permanent an der Steuerkammer 48 angeschlossen ist. Die Wirkungsweise des Ventilstellers ändert sich dadurch nicht. Jedoch besteht die Möglichkeit, daß der Ausgleichskolben 32 aufgrund von Reibung zwischen Ausgleichskolben 32 und Stellkolben 16 zu frühzeitig mitgenommen wird. Durch Einhalten von Fertigungstoleranzen läßt sich dieses jedoch vermeiden.

## Patentansprüche

1. Hydraulischer Ventilsteller zum Betätigen eines Gaswechselventils (10) in einem Verbrennungszylinder einer Brennkraftmaschine, mit einem in einem Gehäuse (15) axial verschieblich aufgenommenen Stellkolben (16), der das Gaswechselventil (10) in einer oberen Endlage schließt und in einer unteren Endlage maximal öffnet, und mit zwei vom Stellkolben (16) mit unterschiedlich großen Wirkflächen axial begrenzten, volumenvariablen Druckkammern (17, 18), von denen die von einer kleineren Wirkfläche begrenzte untere Druckkammer (18) permanent mit Fluidruck beaufschlagt ist und die von einer größeren Wirkfläche begrenzte obere Druckkammer (17) über einen Zu- und Rücklauf (22, 23) wechselweise mit dem Fluidruck beaufschlagbar und entlastbar ist, wobei der Rücklauf (23) der oberen Druckkammer (17) auf zwei miteinander verbundene, im Gehäuse (15) axial beabstandet angeordnete Ablauföffnungen (231, 232) aufgeteilt ist, von denen der oberen Ablauföffnung (231) eine Drosselstelle (29) zugeordnet ist und die untere Ablauföffnung (232) so im Verschiebeweg des Stellkolbens (16) liegt, daß sie von diesem vor Erreichen der oberen Endlage verschließbar ist, und **dadurch gekennzeichnet**, die untere Ablauföffnung (232) axial verschieblich ausgebildet ist.
2. Ventilsteller nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, daß** die untere Ablauföffnung (232) eine das Gehäuse (15) durchdringende Radialbohrung (35, 36) und eine mit dieser kommunizierende Radialbohrung (37) in einem den Stellkolben (16) umschließenden, relativ zu diesen verschiebbaren Ausgleichskolben (32) aufweist, der zur Mitnahme durch den in die obere Endlage sich bewegenden Stellkolben (16) ausgebildet ist, und daß der Ausgleichskolben (32) in dem Gehäuse (15) einerseits zusammen mit dem Stellkolben (16) die obere Druckkammer (17) und andererseits eine absperrbare Ausgleichskammer (34) axial begrenzt.

3. Ventilsteller nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Ausgleichskolben (32) an seinem der oberen Druckkammer (17) zugekehrten Ende einen Anschlag (321) und der Stellkolben (16) einen damit korrespondierenden Gegenanschlag (161) zur Mitnahme des Ausgleichskolbens (32) trägt. 5
4. Ventilsteller nach Anspruch 2 oder 3, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Ausgleichskammer (34) über den Verschiebeweg des Stellkolbens (16) abgesperrt und mit Beginn der Mitnahme des Ausgleichskolbens (32) durch den in seine obere Endlage sich bewegenden Stellkolben (16) zum Fluidaustausch freigegeben ist. 10
5. Ventilsteller nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Stellkolben (16) eine Ringnut (41) trägt, über die die Ausgleichskammer (34) mit einem in der unteren Ablauföffnung (231) mündenden Ausgleichskanal (39) verbindbar ist und daß die axiale Breite der Ringnut (41) so bemessen ist, daß sie nach Herausbewegen des Stellkolbens (16) aus der oberen Endlage die Verbindung unterbricht. 15
6. Ventilsteller nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet, daß** der axiale Abstand von Ringnut (41) und Gegenanschlag (161) am Stellkolben (16) so bemessen ist, daß mit Anlage von Anschlag (321) am Ausgleichskolben (32) und Gegenanschlag (161) aneinander die Verbindung zwischen Ausgleichskammer (34) und Ausgleichskanal (39) über die Ringnut (41) hergestellt ist. 20
7. Ventilsteller nach Anspruch 2 oder 3, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Ausgleichskammer (34) zumindest mit Einsetzen der Mitnahme des Ausgleichskolbens (32) durch den in die obere Endlage sich bewegenden Stellkolben (16) mit einem Fluidspeicher (44) verbunden ist (Fig. 5 und 6). 25
8. Ventilsteller nach Anspruch 7, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Verbindung von Ausgleichskammer (34) und Fluidspeicher (44) permanent ist. 30
9. Ventilsteller nach Anspruch 7, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Stellkolben (16) eine Ringnut (41) trägt, die so angeordnet ist, daß sie mit Anlage von Anschlag (321) und Gegenanschlag (161) eine Verbindung zum Fluidspeicher (44) herstellt. 35
10. Ventilsteller nach Anspruch 9, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Fluidspeicher (44) an einer die Gehäusewand des Gehäuses (15) radial durchdringenden Bohrung (45, 46) angeschlossen ist und die axiale Nutbreite der Ringnut (41) so bemessen ist, daß sie die Mündung der Bohrung (45, 46) und die Ausgleichskammer (34) miteinander zu verbinden vermag. 40
11. Ventilsteller nach Anspruch 10, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Fluidspeicher (44) eine Steuerkammer (48) mit zwei einander axial gegenüberliegenden Kammeröffnungen (481, 482) und ein in der Steuerkammer (48) axial verschiebbares Steuerglied (49) aufweist, das wechselweise die eine Kammeröffnung (481, 482) verschließt und die andere Kammeröffnung (482, 481) freigibt, und daß die eine Kammeröffnung (481) mit der radialen Bohrung (45, 46) im Gehäuse (15) verbunden ist und die andere Kammeröffnung (482) von einem Fluiddruck beaufschlagt ist, der wenig größer ist als der bei in der oberen Endlage sich befindlichem Stellkolben (16) in der Ausgleichskammer (34) herrschende Fluiddruck. 45
12. Ventilsteller nach Anspruch 11, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Steuerkammer (48) zusätzlich über eine Drossel (53) an der Bohrung (45, 46) im Gehäuse (15) angeschlossen ist. 50
13. Ventilsteller nach Anspruch 11 oder 12, **dadurch gekennzeichnet, daß** jeder Kammeröffnung (481, 482) ein kegelstumpfförmiger Ventilsitz (13) zugeordnet ist und daß das Steuerglied (49) als Kugel ausgebildet ist. 55
14. Ventilsteller nach einem der Ansprüche 1 - 13, **dadurch gekennzeichnet, daß** in der oberen Druckkammer (17) ein den Verschiebeweg des Ausgleichskolbens (32) begrenzender Anschlag (42) angeordnet ist.
15. Ventilsteller nach Anspruch 14, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Anschlag von einem in das Gehäuse (15) eingesetzten Distanzring (42) gebildet ist und daß in den Distanzring (42) eine mit der oberen Ablauföffnung (231) im Gehäuse (15) korrespondierende Radialbohrung (43) eingebracht ist.
16. Ventilsteller nach Anspruch 15, **dadurch gekennzeichnet, daß** die oberen Ablauföffnung (231) oder die Radialbohrung (43) als eine die Drosselstelle (29) bildende Drosselbohrung ausgeführt ist und daß die untere Ablauföffnung (232) und die obere Ablauföffnung (231) jeweils an einem von zwei Leitungszweigen (241, 242) einer Rücklaufleitung (24) angeschlossen ist (Fig. 4).
17. Ventilsteller nach einem der Ansprüche 1 - 15, **dadurch gekennzeichnet, daß** die obere Ablauföffnung (231) zugleich den Zulauf (22) bildet und an einer Zulaufleitung (26) angeschlossen ist, daß die untere Ablauföffnung (232) an einer Rücklaufleitung (24) angeschlossen ist und daß die Drosselstelle (29) in einer an der Zulaufleitung (26) und an der Rücklaufleitung (24) angeschlossenen Verbindungsleitung (13) angeordnet ist (Fig. 1).



18. Ventilsteller nach Anspruch 16 oder 17, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Rücklaufleitung (24) über ein erstes Steuerventil (25) wechselseitig absperren und mit einem Fluidreservoir verbindbar ist.
19. Ventilsteller nach einem der Ansprüche 11 - 17 und Anspruch 18, **dadurch gekennzeichnet, daß** zwischen dem ersten Steuerventil (25) und dem Fluidreservoir (21) ein Druckregelventil (51) angeordnet ist und daß die mit Fluidruck beaufschlagte Kammeröffnung (481) der Steuerkammer (48) an dem Ausgang des Druckregelventils (51) angeschlossen ist.
20. Ventilsteller nach einem der Ansprüche 1 - 19, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Zulauf (31, 231) der oberen Druckkammer (17) an einer Zulaufleitung (26) angeschlossen ist, die über ein zweites Steuerventil (27) wechselseitig sperrbar und mit einer unter Hochdruck stehendes Fluid liefernden Druckversorgungseinrichtung (20) verbindbar ist.

## Claims

1. Hydraulic valve actuator for actuating a gas exchange valve (10) in a combustion cylinder of an internal combustion engine, with an actuating piston (16) which is received axially displaceably in a housing (15) and which closes the gas exchange valve (10) in an upper end position and opens it at a maximum in a lower end position, and with two variable-volume pressure chambers (17, 18) which are delimited axially by the actuating piston (16) having effective surfaces of different size and of which the lower pressure chamber (18) delimited by a smaller effective surface is acted upon permanently by fluid pressure and the upper pressure chamber (17) delimited by a larger effective surface can be alternately acted upon and relieved of the fluid pressure via an inflow and return (22, 23), the return (23) of the upper pressure chamber (17) being apportioned to two interconnected outflow ports (231, 232) which are arranged, spaced apart axially, in the housing (15) and of which the upper outflow port (231) is assigned a throttle point (29) and the lower outflow port (232) lies in the displacement path of the actuating piston (16) in such a way that the said lower outflow port can be closed by the latter before the upper end position is reached, **characterized in that** the lower outflow port (232) is designed to be axially displaceable.
2. Valve actuator according to Claim 1, **characterized in that** the lower outflow port (232) has a radial bore (35, 36) penetrating through the housing (15) and a radial bore (37) communicating with the said radial bore and located in a compensating piston (32)

which surrounds the actuating piston (16) and is displaceable in relation to the latter and which is designed to be taken up by the actuating piston (16) moving into the upper end position, and **in that** the compensating piston (32) axially delimits in the housing (15), on the one hand, together with the actuating piston (16), the upper pressure chamber (17) and, on the other hand, a compensating chamber (34) capable of being shut off.

3. Valve actuator according to Claim 2, **characterized in that** the compensating piston (32) carries a stop (321) at its end facing the upper pressure chamber (17), and the actuating piston (16) carries a counterstop (161), corresponding thereto, for the take-up of the compensating piston (32).
4. Valve actuator according to Claim 2 or 3, **characterized in that** the compensating chamber (34) is shut off over the displacement path of the actuating piston (16) and is released for fluid exchange at the commencement of the take-up of the compensating piston (32) by the actuating piston (16) moving into its upper end position.
5. Valve actuator according to Claim 4, **characterized in that** the actuating piston (16) carries an annular groove (41), via which the compensating chamber (34) can be connected to a compensating duct (39) issuing in the lower outflow port (231), and **in that** the axial width of the annular groove (41) is dimensioned such that it interrupts the connection after the movement of the actuating piston (16) out of the upper end position.
6. Valve actuator according to Claim 5, **characterized in that** the axial distance between the annular groove (41) and the counterstop (161) on the actuating piston (16) is dimensioned such that, when the stop (321) at the compensating piston (32) and the counterstop (161) come to bear one against the other, the connection between the compensating chamber (34) and the compensating duct (39) is made via the annular groove (41).
7. Valve actuator according to Claim 2 or 3, **characterized in that** the compensating chamber (34) is connected to a fluid accumulator (44) at least at the commencement of the take-up of the compensating piston (32) by the actuating piston (16) moving into the upper end position (Figs. 5 and 6).
8. Valve actuator according to Claim 7, **characterized in that** the connection of the compensating chamber (34) and fluid accumulator (44) is permanent.
9. Valve actuator according to Claim 7, **characterized in that** the actuating piston (16) carries an annular

groove (41) which is arranged such that it makes a connection to the fluid accumulator (44) when the stop (321) and counterstop (161) come to bear one against the other.

10. Valve actuator according to Claim 9, **characterized in that** the fluid accumulator (44) is connected to a bore (45, 46) penetrating radially through the housing wall of the housing (15), and the axial groove width of the annular groove (41) is dimensioned such that it can connect the issue of the bore (45, 46) and the compensating chamber (34) to one another.
11. Valve actuator according to Claim 10, **characterized in that** the fluid accumulator (44) has a control chamber (48) with two chamber ports (481, 482) located axially opposite one another and a control member (49) which is displaceable axially in the control chamber (48) and which alternately closes one chamber port (481, 482) and releases the other chamber port (482, 481), and **in that** one chamber port (481) is connected to the radial bore (45, 46) in the housing (15) and the other chamber port (482) is acted upon by a fluid pressure which is a little higher than the fluid pressure prevailing in the compensating chamber (34) when the actuating piston (16) is in the upper end position.
12. Valve actuator according to Claim 11, **characterized in that** the control chamber (48) is additionally connected via a throttle (53) to the bore (45, 46) in the housing (15).
13. Valve actuator according to Claim 11 or 12, **characterized in that** each chamber port (481, 482) is assigned a frustoconical valve seat (13), and **in that** the control member (49) is designed as a ball.
14. Valve actuator according to one of Claims 1-13, **characterized in that** a stop (42) limiting the displacement path of the compensating piston (32) is arranged in the upper pressure chamber (17).
15. Valve actuator according to Claim 14, **characterized in that** the stop is formed by a spacer ring (42) inserted into the housing (15), and **in that** a radial bore (43) corresponding to the upper outflow port (231) in the housing (15) is introduced into the spacer ring (42).
16. Valve actuator according to Claim 15, **characterized in that** the upper outflow port (231) or the radial bore (43) is designed as a throttle bore forming the throttle point (29), and **in that** the lower outflow port (232) and the upper outflow port (231) are connected in each case to one of two line branches (241, 242) of a return line (24) (Fig. 4).

17. Valve actuator according to one of Claims 1-15, **characterized in that** the upper outflow port (231) at the same time forms the inflow (22) and is connected to an inflow line (26), **in that** the lower outflow port (232) is connected to a return line (24), and **in that** the throttle point (29) is arranged in a connecting line (13) connected to the inflow line (26) and to the return line (24) (Fig. 1).

18. Valve actuator according to Claim 16 or 17, **characterized in that** the return line (24) can alternately be shut off and be connected to a fluid reservoir via a first control valve (25).
19. Valve actuator according to one of Claims 11-17 and Claim 18, **characterized in that** a pressure-regulating valve (51) is arranged between the first control valve (25) and the fluid reservoir (21), and **in that** that chamber port (481) of the control chamber (48) which is acted upon by fluid pressure is connected to the outlet of the pressure-regulating valve (51).
20. Valve actuator according to one of Claims 1-19, **characterized in that** the inflow (31, 231) of the upper pressure chamber (17) is connected to an inflow line (26) which, via a second control valve (27), can alternately be shut off and be connected to a pressure supply device (20) delivering fluid which is under high pressure.

## Revendications

1. Actionneur de soupape hydraulique pour actionner une soupape d'échange de gaz (10) dans un cylindre de combustion d'un moteur à combustion interne, comprenant un piston de réglage (16) logé en déplacement axial dans un boîtier (15) et qui ferme la soupape d'échange de gaz (10) dans une position terminale haute et l'ouvre au maximum dans une position finale basse, et deux chambres de pression (17, 18) d'un volume variable avec des surfaces actives de tailles différentes délimitées axialement par le piston de réglage (16) dont la chambre de pression basse (18) délimitée par une surface active plus petite est en permanence chargée par pression de fluide, et la chambre de pression haute (17) délimitée par une surface active plus grande peut être chargée par et déchargée de la pression de fluide en alternance par l'intermédiaire d'une arrivée et d'un retour (22, 23), le retour (23) de la chambre de pression haute (17) étant réparti sur deux ouvertures d'écoulement (231, 232) reliées l'une à l'autre disposées à distance axiale dans le boîtier (15), dont l'ouverture d'écoulement haute (231) est associée à un point d'étranglement (29), et l'ouverture d'écoulement basse (232) est située dans le chemin de déplacement du piston de réglage (16) de manière à pouvoir

être fermée par celui-ci avant d'atteindre la position terminale haute, l'ouverture d'écoulement basse (232) pouvant être déplacée axialement.

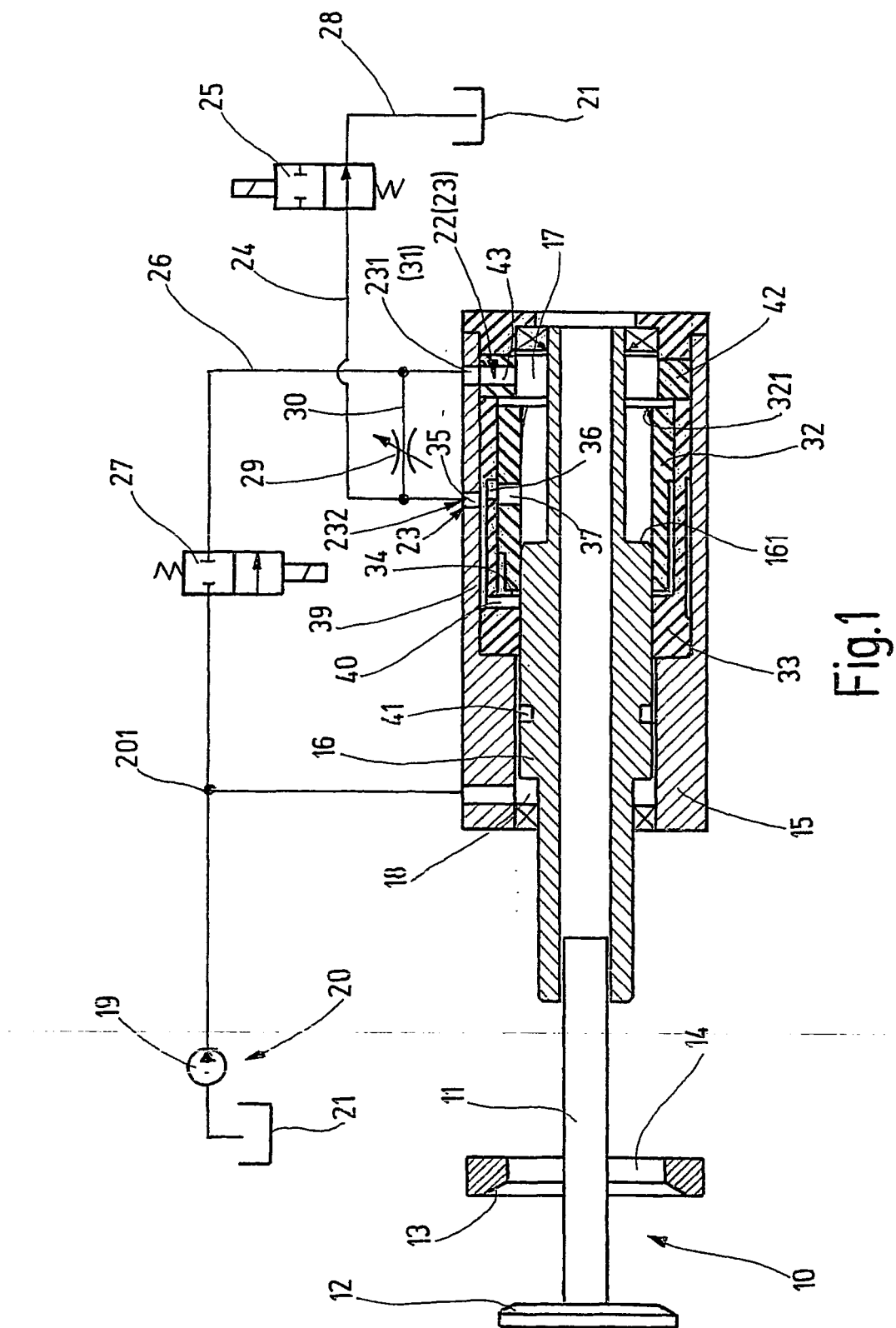
2. Actionneur de soupape selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** l'ouverture d'écoulement basse (232) présente un alésage radial (35, 36) traversant le boîtier (15) et un alésage radial (37) communiquant avec le premier dans un piston de compensation (32) entourant le piston de réglage (16) et mobile par rapport à celui-ci en étant entraîné avec le piston de réglage (16) lors de son déplacement vers la position terminale haute, et le piston de compensation (32) délimite dans le boîtier (15) d'une part conjointement avec le piston de réglage (16) la chambre de pression haute (17) et d'autre part axialement une chambre de compensation (34) verrouillable. 5
3. Actionneur de soupape selon la revendication 2, **caractérisé en ce que** le piston de compensation (32), à son extrémité tournée vers la chambre de pression haute (17), porte une butée (321) et le piston de réglage (16) une butée antagoniste (161) correspondant à celle-ci pour entraîner le piston de compensation (32). 10 20 25
4. Actionneur de soupape selon la revendication 2 ou 3, **caractérisé en ce que** la chambre de compensation (34) est verrouillée sur le chemin de déplacement du piston de réglage (16) et dégagée dès le début de l'entraînement du piston de compensation (32) avec le piston de réglage (16) lors de son déplacement vers sa position terminale haute pour un échange de fluide. 30 35
5. Actionneur de soupape selon la revendication 4, **caractérisé en ce que** le piston de réglage (16) présente une rainure annulaire (41) qui relie la chambre de compensation (34) à un canal de compensation (39) débouchant dans l'ouverture d'écoulement basse (231), et la largeur axiale de la rainure annulaire (41) est dimensionnée pour interrompre la liaison lorsque le piston de réglage (16) quitte la position terminale haute. 40 45
6. Actionneur de soupape selon la revendication 5, **caractérisé en ce que** la distance axiale entre la rainure annulaire (41) et la butée antagoniste (161) sur le piston de réglage (16) est dimensionnée pour établir la liaison entre la chambre de compensation (34) et le canal de compensation (39) par la rainure annulaire (41) lorsque la butée (321) sur le piston de compensation (32) et la butée antagoniste (161) s'appliquent l'une contre l'autre. 50 55
7. Actionneur de soupape selon la revendication 2 ou 3,

#### **caractérisé en ce que**

la chambre de compensation (34) est reliée à un accumulateur de fluide (44) au moins dès le début de l'entraînement du piston de compensation (32) avec le piston de réglage (16) lors de son déplacement vers la position terminale haute (figures 5 et 6).

8. Actionneur de soupape selon la revendication 7, **caractérisé en ce que** la liaison entre la chambre de compensation (34) et l'accumulateur de fluide (44) est permanente. 10
9. Actionneur de soupape selon la revendication 7, **caractérisé en ce que** le piston de réglage (16) présente une rainure annulaire (41) disposée pour établir une liaison avec l'accumulateur de fluide (44) lorsque la butée (321) et la butée antagoniste (161) sont appliquées l'une contre l'autre. 15 20
10. Actionneur de soupape selon la revendication 9, **caractérisé en ce que** l'accumulateur de fluide (44) est raccordé à un alésage (45, 46) traversant radialement la paroi de boîtier du boîtier (15), et la largeur de rainure axiale de la rainure annulaire (41) est dimensionnée pour pouvoir relier l'une à l'autre l'embouchure de l'alésage (45, 46) et la chambre de compensation (34). 25 30
11. Actionneur de soupape selon la revendication 10, **caractérisé en ce que** l'accumulateur de fluide (44) présente une chambre de commande (48) avec deux ouvertures de chambre (481, 482) se faisant face axialement et un organe de commande (49) mobile axialement dans la chambre de commande (48), qui en alternance ferme l'une des ouvertures de chambre (481, 482) et dégage l'autre des ouvertures de chambre (482, 481), et l'une des ouvertures de chambre (481) est reliée à l'alésage radial (45, 46) dans le boîtier (15) et l'autre des ouvertures de chambre (482) est chargée par une pression de fluide légèrement haute à la pression de fluide régnant dans la chambre de compensation (34) lorsque le piston de réglage (16) se trouve dans la position terminale haute. 35 40 45
12. Actionneur de soupape selon la revendication 11, **caractérisé en ce que** la chambre de commande (48) est en plus raccordée par un étrangleur (53) à l'alésage (45, 46) dans le boîtier (15). 50
13. Actionneur de soupape selon la revendication 11 ou 12, **caractérisé en ce qu'** à chaque ouverture de chambre (481, 482) un siège de soupape (13) tronconique est associé, et l'organe de commande (49) présente la forme d'une sphère. 55

14. Actionneur de soupape selon l'une quelconque des revendications 1 à 13,  
**caractérisé en ce que**  
la chambre de pression haute (17) contient une butée (42) est disposée qui limite le chemin de déplacement du piston de compensation (32). 5
15. Actionneur de soupape selon la revendication 14,  
**caractérisé en ce que**  
la butée est formée par une bague d'écartement (42) insérée dans le boîtier (15), et un alésage radial (43) aménagé dans la bague écartante qui correspond avec l'ouverture d'écoulement haute (231) dans le boîtier (15). 10  
15
16. Actionneur de soupape selon la revendication 15,  
**caractérisé en ce que**  
l'ouverture d'écoulement haute (231) ou l'alésage radial (43) est un alésage d'étranglement formant le point d'étranglement (29), et l'ouverture d'écoulement basse (232) et l'ouverture d'écoulement haute (231) sont chacune raccordées à une de deux branches de conduite (241, 242) d'une conduite de reflux (24) (figure 4). 20  
25
17. Actionneur de soupape selon l'une quelconque des revendications 1 à 15,  
**caractérisé en ce que**  
l'ouverture d'écoulement haute (231) forme en même temps l'arrivée (22) et est raccordée à une conduite d'arrivée (26), et l'ouverture d'écoulement basse (232) est raccordée à une conduite de retour (24), et le point d'étranglement (29) est disposé dans une conduite de liaison (13) entre la conduite d'arrivée (26) et la conduite de retour (24) (figure 1). 30  
35
18. Actionneur de soupape selon la revendication 16 ou 17,  
**caractérisé en ce que**  
la conduite de retour (24) peut être verrouillée et reliée à un réservoir de fluide en alternance par une première soupape de commande (25). 40
19. Actionneur de soupape selon l'une quelconque des revendications 11 à 17 et la revendication 18,  
**caractérisé en ce qu'**  
une soupape de régulation de pression (51) est disposée entre la première soupape de commande (25) et le réservoir de fluide (21), et l'ouverture de chambre (481) de la chambre de commande (48) chargée par pression de fluide est reliée à la sortie de la soupape de régulation de pression (51). 45  
50
20. Actionneur de soupape selon l'une quelconque des revendications 1 à 19,  
**caractérisé en ce que**  
l'arrivée (31, 231) de la chambre de pression haute (17) est raccordée à une conduite d'arrivée (26) qui, par une deuxième soupape de commande (27), peut en alternance être verrouillée et reliée à un dispositif d'alimentation en pression (20) fournissant un fluide sous haute pression. 55



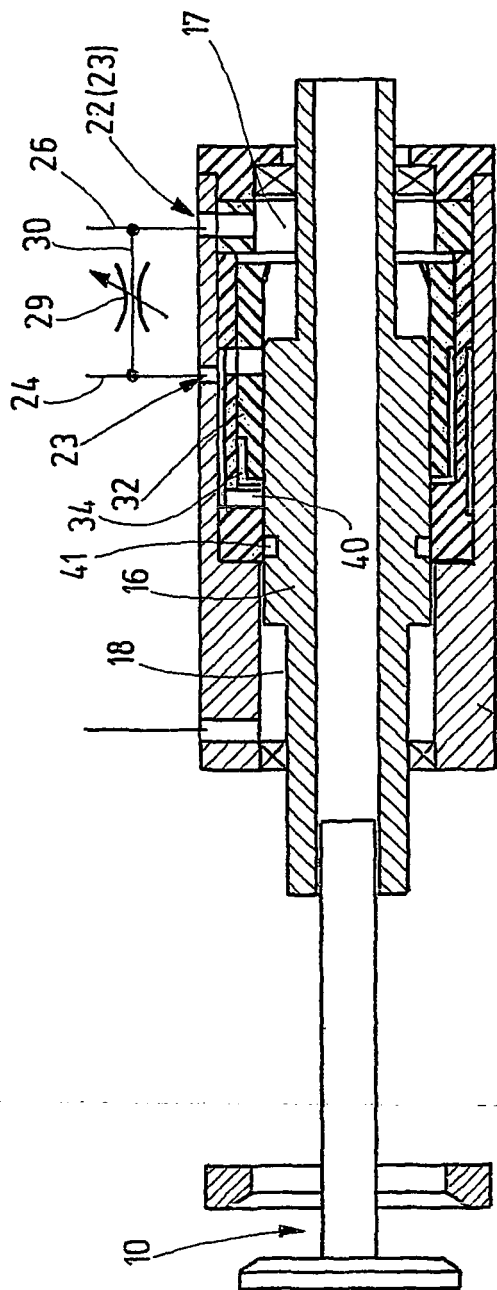


Fig. 2

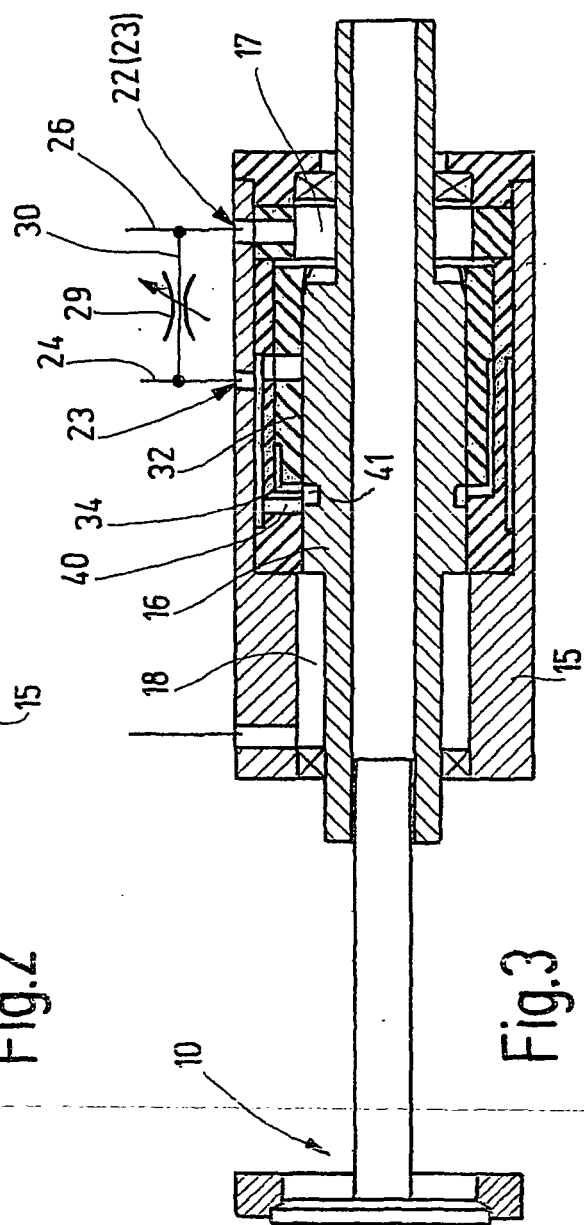


Fig. 3

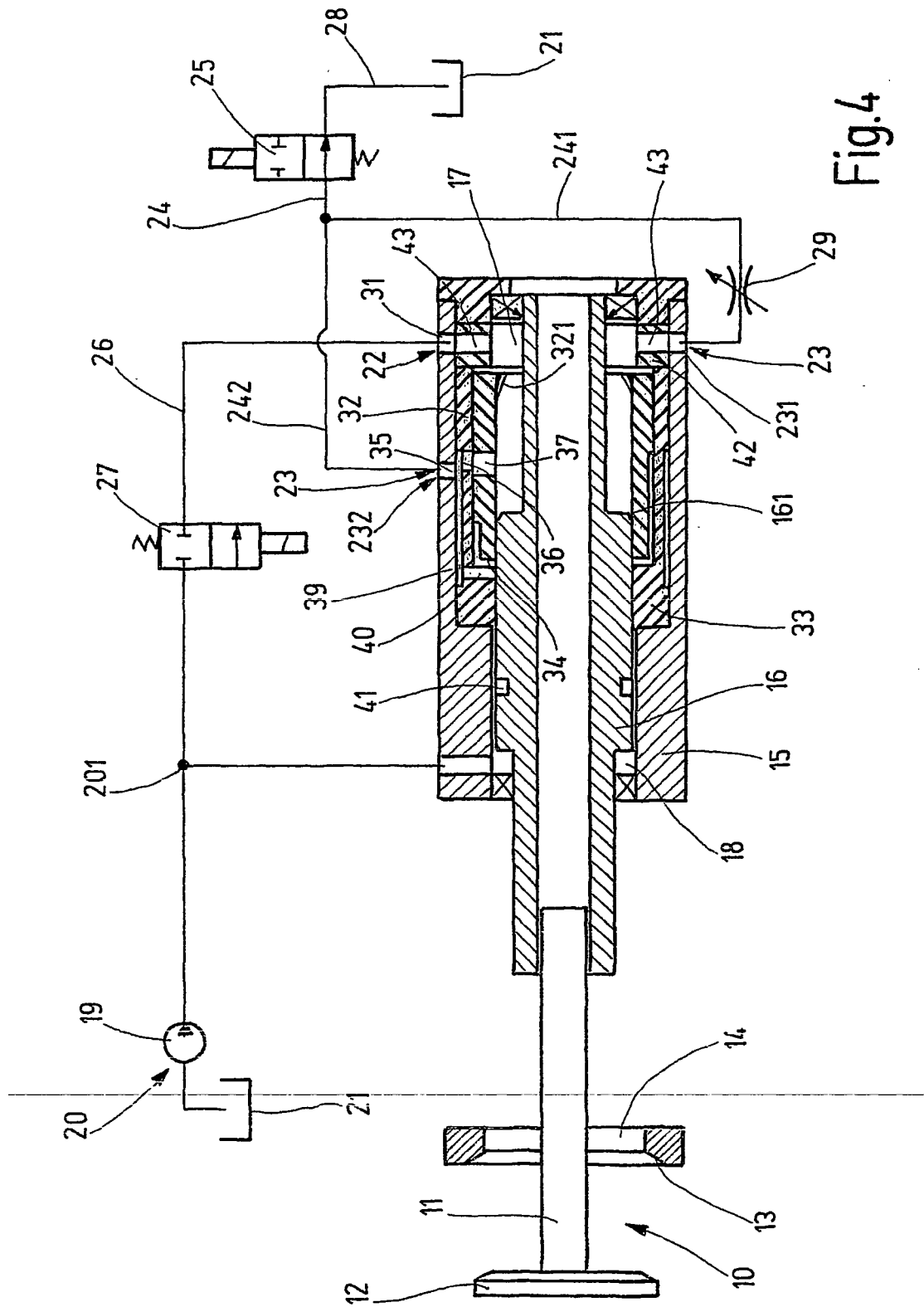


Fig. 4

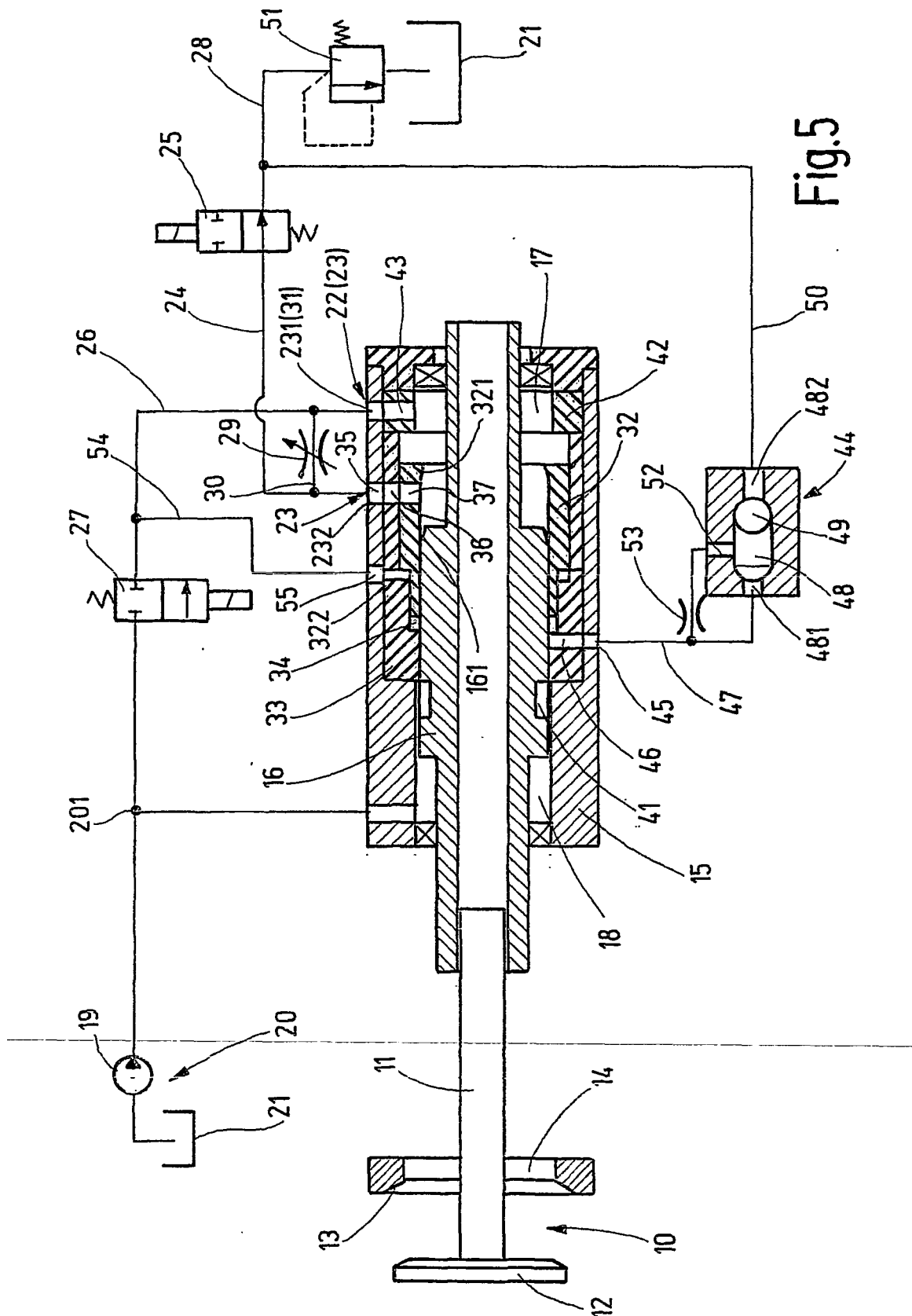


Fig.5



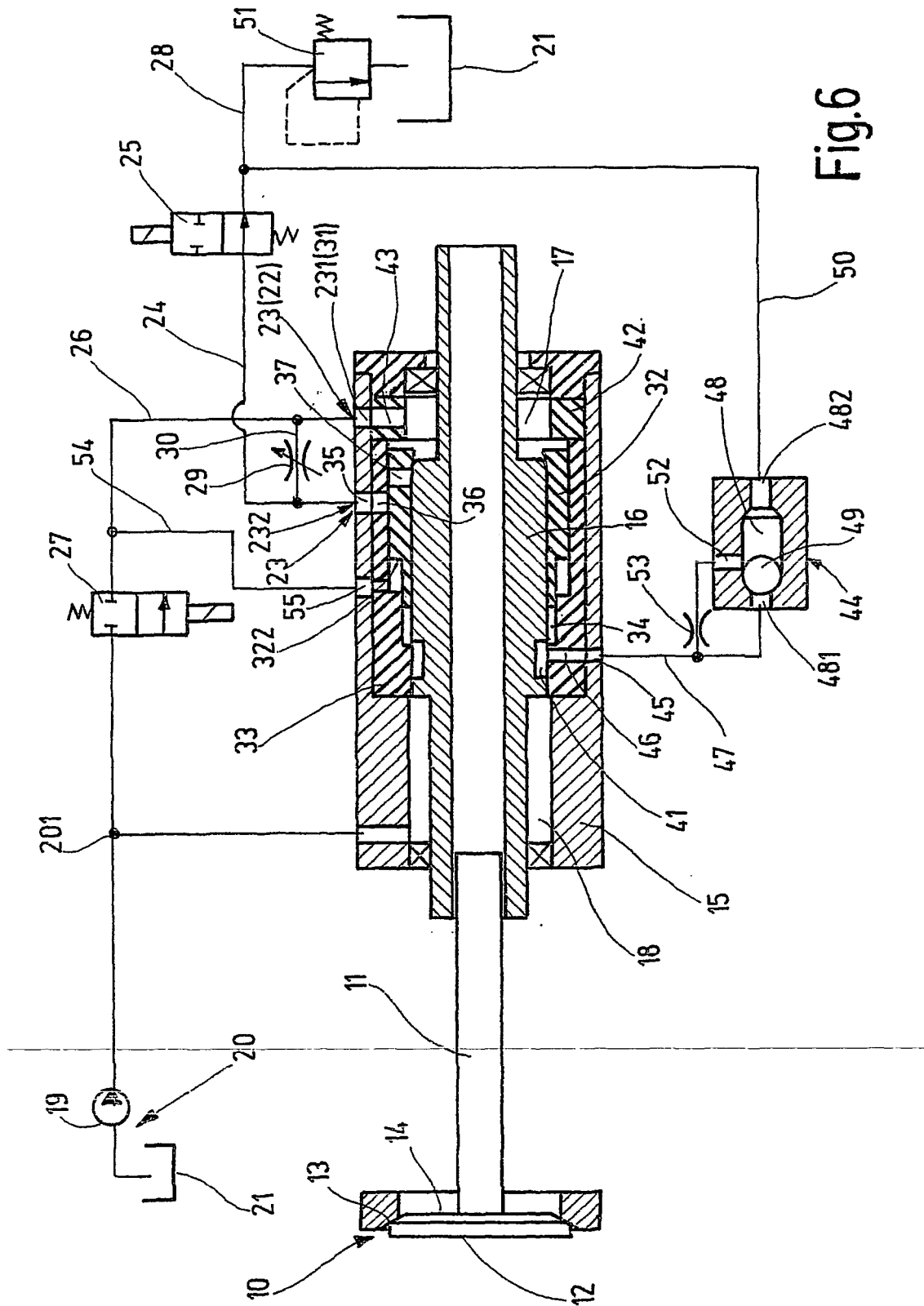


Fig. 6